

## Моделирование динамических характеристик вагона в программном комплексе «Универсальный механизм UM»

Л.В. Мартыненко✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉liuba.martinenko@yandex.ru

### Резюме

Для определения динамики движения подвижного состава при прохождении участков малого радиуса, на которых имеются дефекты пути, предлагается провести динамическое моделирование при заданных значениях технических параметров подвижного состава и пути с учётом режима ведения состава. Данное моделирование позволит определить силовые всплески динамических ударов при прохождении участков с имеющимися неисправностями, а также выявить насколько увеличиваются эти всплески при сочетании нескольких допустимых в эксплуатации отклонений. На основе полученных результатов выполнена оценка опасных сочетаний неисправностей, а также рассмотрены отклонения режимов движения подвижного состава, которые являются определяющими при прохождении участков с ограничением скорости. Анализ выполнен при расследовании конкретных сходов. Он позволил установить взаимосвязь между величинами отклонений контролируемых параметров элементов вагона и пути и уровнем воздействия кривых и горно-перевальных участков на движение объектов. С указанных позиций выявлена и оценена роль непогашенного ускорения в процессе схода вагона при движении по горно-перевальному участку. Нарастание непогашенного ускорения в пределах переходной кривой должно быть ограниченным, так как факторы, влияющие на его изменение, связаны не только с режимом ведения состава, но и с расположением опасных участков, в которых возникают дополнительные боковые силы. В настоящее время особое внимание уделяется скоростным режимам ведения поезда, особенно в кривых и переходных кривых, радиус кривизны которых не является постоянной величиной, и задача прохождения подвижного состава этих участков пути является важной при расследовании аварийных ситуаций. Основные параметры, определяющие безопасность движения и износ рельсов, – величина и характер изменения сил, возникающих при взаимодействии пути и подвижного состава, а также длины переходных кривых.

### Ключевые слова

динамическое моделирование, сход вагонов, технические неисправности вагона, режим ведения подвижного состава, всплески динамических ударов, переходная кривая, радиус кривизны, горно-перевальный участок, нарастание непогашенного ускорения, программный комплекс «Универсальный механизм UM»

### Для цитирования

Мартыненко Л.В. Моделирование динамических характеристик вагона в программном комплексе «Универсальный механизм UM» / Л.В. Мартыненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 3 (75). – С. 139–148. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.3(75).139-148.

### Информация о статье

Поступила в редакцию: 14.09.2022 г.; поступила после рецензирования: 26.09.2022 г.; принята к публикации: 27.09.2022 г.

## Modeling of the dynamic characteristics of the wagon in the software package «Universal mechanism UM»

L.V. Martynenko

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉liuba.martinenko@yandex.ru

### Abstract

To determine the dynamics of rolling stock movement while passing sections with track defects, as well as the influence of technical malfunctions of the car and the driving mode of the train, it is proposed to conduct dynamic modeling at the specified values of the rolling stock and track parameter with the train driving mode taken into account. This simulation will make it possible to determine the power surges of dynamic shocks during the passage of areas with existing malfunctions, as well as to identify how much these surges increase with several permissible deviations in operation combined. Based on the results obtained, an assessment of dangerous combinations of malfunctions was carried out, and deviations in rolling stock movement modes, which are crucial when passing sections with a speed limit, were also considered. The analysis was performed in the course of the investigation of specific derailments, which allowed to establish the relationship between the values of the controlled parameters deviations of the car and the track elements, as well as the degree of involvement in the convergence of these objects when moving in curves and on mountain-pass sections. From these positions, the role of unextinguished acceleration in the process of car derail-

ment during movement in mountain-pass sections is identified and evaluated. The increase in undamped acceleration within the transition curve should be limited, since the factors influencing its change are associated not only with the driving mode of the train, but also with the location of dangerous areas in which additional lateral forces arise. Currently, special attention is paid to the high-speed modes of train driving, especially in curves and transition curves, whose radius of curvature is not a constant value, and the task of rolling stock passing these sections of the track is important in the investigation of emergency situations. The main parameters determining traffic safety and rail wear are the magnitude and nature of the change in forces arising from the interaction of the track and rolling stock, as well as the length of the transition curves.

### Keywords

dynamic modeling, derailment of wagons, technical malfunctions of the wagon, rolling stock driving mode, bursts of dynamic shocks, transition curve, radius of curvature, mining and transshipment section, increase in outstanding acceleration, software package «Universal mechanism UM»

### For citation

Martynenko L.V. Modelirovanie dinamicheskikh kharakteristik vagona v programnom komplekse «Universal'nyi Mehanizm UM» [Modeling of the dynamic characteristics of the wagon in the software package «Universal mechanism UM»]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 3 (75), pp. 139–148. – DOI: 10.26731/1813-9108.2022.3(75).139-148.

### Article info

Received: September 14, 2022; Revised: September 26, 2022; Accepted: September 27, 2022.

### Введение

Программный комплекс «Универсальный механизм UM» позволяет включать в состав поезда трехмерные модели железнодорожных экипажей, например, модель трехвагонного сцепа. Это необходимо при исследовании многих железнодорожных задач, например, задачи безопасности движения, где для экипажей в составе поезда необходимо анализировать величины показателей, которые могут быть получены только в пространственной постановке, таких как силы отжатия рельсов, коэффициенты устойчивости при вкатывании колес и др. [1]. При этом все остальные экипажи поезда, пространственная динамика которых не исследуется, могут быть любыми упрощенными моделями, например, одномассовыми.

Согласно методике моделирования, при создании модели указывается количество единиц подвижного состава, их тип, а также тип поглощающих аппаратов, используемых на соответствующем экипаже. Тип экипажа выбирается из базы, включающей модели локомотивов и вагонов, наиболее распространенных на российских железных дорогах. Эта база может быть дополнена моделью любого экипажа. Для этого в самом простом случае достаточно создать графический образ экипажа, задать длину по осям автосцепок, массу экипажа, силы основного сопротивления движению, тяговые характеристики для локомотивов, а также (при необходимости) силы, специфичные для данного экипажа. Каждая единица подвижного состава в терминах программного комплекса представляет собой

подсистему, которая, вообще говоря, может быть моделью любой сложности. Несмотря на то, что в большинстве случаев достаточно одно-массовой модели экипажа, в железнодорожный состав может быть включена уточненная модель грузового вагона с трехэлементными тележками или модель трехвагонного сцепа для более подробного анализа динамики отдельного экипажа в поезде [2, 3].

При моделировании динамики поезда в базе данных модуля также содержатся модели наиболее часто используемых поглощающих аппаратов. В эту базу могут быть добавлены модели с любыми другими характеристиками, описанные с помощью средств программного комплекса.

На следующем шаге указываются модели торможения, используемые на каждом экипаже. При моделировании тормозной силы отдельно рассчитываются сила нажатия тормозной колодки и коэффициент трения между колодкой и колесом [4]. Модель силы нажатия может быть задана двумя способами: с помощью индикаторной диаграммы наполнения тормозного цилиндра или функцией времени. В свою очередь, коэффициент трения может быть задан графиком зависимости от скорости движения и времени. Процесс распространения тормозной волны в главной магистрали задается либо скоростью, либо диаграммой изменения давления в магистрали [5].

Силы дополнительного сопротивления движению (сопротивление от кривой, от уклона и т. д.) рассчитываются по методикам, описанным в «Правилах тяговых расчетов для поездов».

ной работы». При этом можно выбрать формулу для установления силы сопротивления. Достаточно часто при определении продольных сил в поезде необходимо проводить исследования на пути сложной конфигурации как в профиле, так и в плане [6].

С помощью инструмента создания макрогеометрии железнодорожного пути в программном комплексе может быть задан путь, который будет набором прямых, переходных кривых, кривых постоянного радиуса и стрелочных переводов в плане и сочетаний различных уклонов в профиле, что позволяет набрать путь любой конфигурации [7]. Динамика вагона в кривых и на горно-перевальных участках пути характеризуется амплитудно-частотными характеристиками, которые получают при моделировании движения состава с разными входными данными (рис. 1). Результаты моделирования зависят от состояния пути, радиуса кривой и скорости движения. Для более глубокого анализа используют и многие другие характеристики вагона, пути и локомотива [8].

Подвижной состав при определенной скорости въезжает на участок с изменением радиуса, которое должно происходить постепенно, но в ходе исследований выявлено, что в кривых участках пути возвышение наружного рельса над внутренним не всегда соответствует данному профилю и скорости.

На колесной паре, которая движется по участку переходной кривой с просадкой, на правой рельсовой нити на 1–4 с наблюдаются

динамические силовые всплески различной величины, превышающие нормативные.

Данный метод позволяет оценить изменение параметров движения в совокупности с трансформацией продольных и вертикальных сил во времени. Динамические добавки рамных сил по второй оси примерно в 1,5 раза меньше, чем по первой, а для боковой силы на набегающем колесе меньше, чем для рамной на 2–3 кН, поскольку часть рамной силы приходится на ненабегающее колесо.

Возникающие в пределах неровности колебания рамных сил имеют знакопеременный характер и продолжаются за пределами неровности на расстоянии до 20 м. Так, просадка длиной 5 м вызывает от 2 до 4 колебаний с длиной волны 4–5 м, что объясняется запаздыванием воздействия неровности на крен кузова при прохождении ее первой и второй тележками. Увеличение высоты перекаса до 20 мм приводит к возрастанию средних значений коэффициента горизонтальной динамики  $K_d$  на 20, 30 и 40 % для перекасов длиной 20, 10 и 5 м и глубиной 20 мм и вызывает увеличение  $K_d$  в среднем на 50 %.

Полученные результаты дают возможность объективно оценить влияние горизонтальных боковых и вертикальных динамических сил при взаимодействии пути и подвижного состава на безопасность движения в кривых и прямых участках пути [9].

Представленные результаты исследований сходов позволяют отнести к недопустимым некоторые сочетания отклонений.



Рис. 1. График динамического движения вагонов в кривом участке пути с просадкой  
Fig.1. Graph of the dynamic movement of wagons in a curved track section with a drawdown

### Расчетно-эмпирическая оценка опасных сочетаний отклонений значений параметров подвижного состава и пути

На основе анализа отклонений технического состояния от нормативных выполнена оценка опасных сочетаний значений параметров вагона и пути, а также режима движения, и определена степень влияния каждого из них на сход подвижного состава. На этой основе выполнен анализ причин конкретных сходов и установлена статистическая зависимость между величинами отклонений контролируемых параметров элементов вагона и пути и уровнем воздействия кривых и горно-перевальных участков на движение объектов. С указанных позиций выявлена и оценена роль непогашенного ускорения в процессе схода вагона при движении на горно-перевальном участке. Нарастание непогашенного ускорения в пределах переходной кривой должно быть ограниченным, так как факторы, влияющие на его изменение, связаны не только с режимом ведения состава, но и с расположением опасных участков, в которых возникают дополнительные боковые силы. В настоящее время уделяется внимание скоростным режимам ведения поезда, особенно в кривых и переходных кривых, радиус кривизны

которых не считается постоянной величиной, и задача прохождения подвижного состава этих участков пути является важной при расследовании аварийных ситуаций. Основные параметры, определяющие безопасность движения и износ рельсов, – величина и характер изменения сил, возникающих при взаимодействии пути с подвижным составом, и длины переходных кривых.

Увеличение непогашенного ускорения ( $a_{нп}$ ) в грузовых поездах более диапазона  $0,3 \text{ м/с}^2$  допускается при наличии технико-экономического обоснования (на направлениях с большой разницей между максимальными скоростями пассажирских и грузовых поездов). Данные варьируются в зависимости от максимально допустимой крутизны отвода возвышения наружного рельса и скорости движения. При увеличении скоростей непогашенное ускорение (при расчетах величина непогашенного ускорения принята равной  $0,3 \text{ м/с}^2$  в круговой кривой, а возвышение наружного рельса –  $90\text{--}150 \text{ мм}$ ) увеличивается и варьируется от  $0,3$  до  $0,95 \text{ м/с}^2$ .

Анализ причастности различных классов отклонений к факту схода в системе «локомотив – вагон – путь» используется при расследовании аварийных ситуаций. Таким образом было ис-

Технические характеристики схода  
Derailment specifications

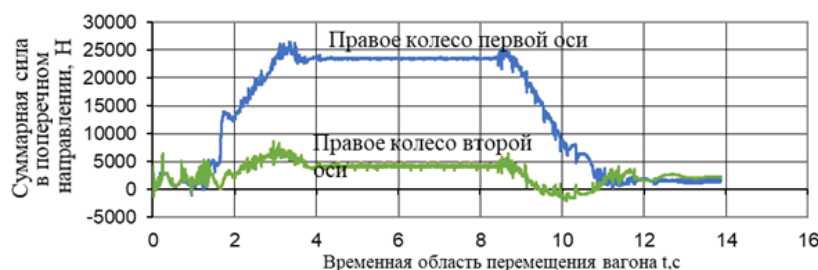
№	Участок Section	Скорость, км/ч Speed, km/h	Осевая нагрузка, кН Axial load, kN	$a_{нп}$ , $\text{м/с}^2$	$K_{дг}$	Рамная сила, кН Frame power, kN
1	Кешево – Таргиз Keshevo – Targiz	55	227,5	0,119	0,18	40,95
2	Нижеудинск – Тайшет Nizhneudinsk – Taishet	78	229,3	0,44	0,249	57,1
3	Касьяновка – Половина Kas'yanovka – Polovina	62	230,3	0,46	0,201	46,3
4	Талдан – Гудачи Taldan – Gudachi	49	230,3	0,29	0,162	37,31
5	Атамановка – Кручина Atamanovka – Kruchina	53	232,5	0,67	0,174	40,45
6	Танхой – Кедровая Tankhoi – Kedrovaya	77	215,8	0,43	0,246	53,1
7	Камарчага – Таежный Kamarchaga – Tazhnyi	46	222,9	0,5	0,153	34,1
8	Залари – Тыреть Zalari – Tyret'	44	230,3	0,34	0,147	33,85
9	Камарчага – Балай Kamarchaga – Balai	50	230,3	0,6	0,165	37,9
10	Делюр – Тыреть Delyur – Tyret'	65	230,0	0,37	0,21	48,36
11	Черная – Среднеилимская Chernaya – Sredneilimskaya	58	230,3	0,95	0,189	43,5
12	Слюдянка – Ангасолка Slyudyanka – Angasolka	51	225,4	0,62	0,168	37,86

следовано более 20 сходов, произошедших на Восточно-Сибирской железной дороге (ВСЖД) за 2015–2021 гг. Оказалось, что все эти сходы локализуются на первых 5–20 м переходной кривой, что объясняется рядом особенностей переходных кривых горно-перевальных участков: увеличенной по сравнению с прямыми участками пути шириной колеи, возвышением наружного рельса и значительным (до  $0,95 \text{ м/с}^2$  при максимально допустимом значении  $0,3 \text{ м/с}^2$ ) по величине непогашенным ускорением.

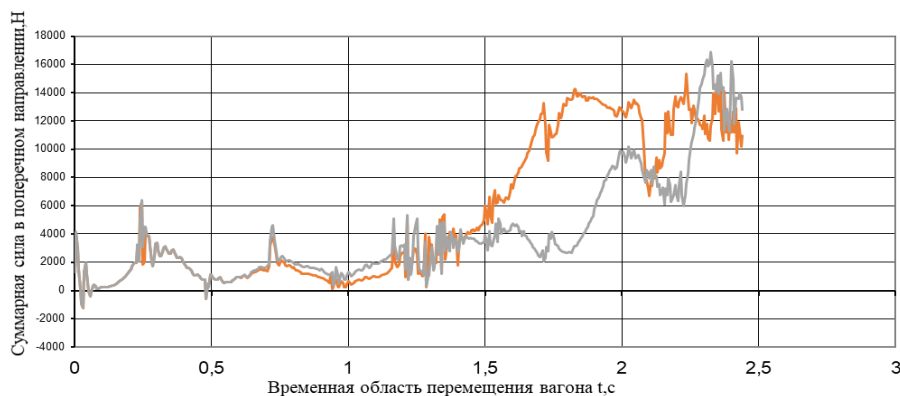
Для процесса эксплуатации существенный интерес представляет оценка опасности непогашенных поперечных ускорений вагонов, ведущих к их сходам. Из представленных результатов следует, что сочетание отклонений возвышения рельса в кривой с превышением скорости представляет собой особую опасность и требует усиления контроля за содержанием пути и скоростным режимом. К опасному также следует отнести сочетание превышения скорости движения и просадки пути. В частности, просадка пути второй-третьей степени приводит, как правило, к сходу при движении с максимально допустимой скоростью. Далее приведены значения основных характеристик движения, соответствующих событию схода вагонов на различных участках ВСЖД (табл.).

Амплитудно-частотная характеристика показывает, что при наличии определенных неисправностей пути и подвижного состава, происходит скачок, указывающий, что большие динамические изменения происходят на малых длинах переходных кривых. На рис. 2 представлен график движения вагонов в кривом участке пути с уширением  $0,25$ . Возникновение силы происходит за  $1 \text{ с}$  и приводит к сходу.

Максимальное непогашенное ускорение, которое возникало в кривых, наблюдалось при малых длинах переходных кривых и радиусах от  $300\text{--}650 \text{ м}$  с профилем по подъему от  $7$  до  $9\%$ . При больших положительных значениях непогашенного ускорения крен кузова на рессорах может приблизиться к граничному значению, в случае превышения которого происходит перевалка по пятнику с опиранием кузова на скользуны [10]. Наличие в этих условиях на наружной рельсовой нити односторонней просадки типа впадины или горба, как правило, приводит к опрокидыванию вагона. Отступление в плане различалось длиной волны, которая может варьироваться от минимальных до максимальных значений, сила удара (боковая сила) самая большая при минимальной длине неровности пути (рис. 3).



**Рис. 2.** График динамического движения вагонов в кривом участке пути  
**Fig. 2.** Graph of the dynamic movement of wagons in a curved section of the track



**Рис. 3.** График динамического движения вагонов в кривом участке пути с уширением  $0,25$   
**Fig. 3.** Graph of the dynamic movement of wagons in a curved track section with a widening of  $0.25$

При просадке в 25 мм и минимальной длине сила удара настолько высока, что приводит к сходу подвижного состава [11]. При прохождении подвижным составом неровности происходит разгрузка рессорного комплекта, которая вызывает колебания кузова, вследствие чего повышается нагрузка на наружный рельс. Это оказывает существенное влияние на величину и характер поперечных сил, действующих на подвижной состав, в данном случае они в 1,5–2 раза больше нормативных. Влияние односторонней просадки намного опаснее, чем двух параллельно расположенных, особенно во внутреннем рельсе, когда происходит дисбаланс колесных пар в тележке и зазор между колесом и рельсом увеличивается в 2 раза. Это приводит к обезгруживанию одной стороны вагона и увеличивает нагрузку на внутренний рельс, создавая дополнительную вертикальную нагрузку и большие поперечные силы.

Между значениями динамических добавок рамных и боковых сил, возникающих на набегающем колесе, существует тесная связь. Следовательно, можно рассматривать только влияние отступлений по уровню на динамические добавки рамных сил первой оси тележки (рис. 4).

Характер износа колес и галопирование (колебание кузова вокруг поперечной оси, проходящей через центр тяжести) обусловлены неодинаковым прогибом рессорного подвешивания передней и задней тележек подвижного состава и определяется не только дефектами поверхности катания колесных пар, но и харак-

теристикой пути, количеством кривых и переходных кривых, на которых преимущественно обращался данный подвижной состав. Так как вползание колеса на рельс происходит при совпадении боковых сил, действующих на колесную пару, с разгрузкой набегающего колеса вследствие колебаний кузова на рессорах, необходимо установить тип рессорного подвешивания:

– линейное рессорное подвешивание с уменьшенной жесткостью во всем рабочем диапазоне нагрузок;

– билинейное подвешивание, в котором в порожнем режиме работает только часть пружин (наружные пружины в комплектах, расположенных под надрессорной балкой), а в груженом режиме в работу включаются все пружины комплекта.

В линейном рессорном подвешивании работают все пружины, так как в комплекте используются одинаковые по высоте пружины. Однако увеличенная гибкость подвешивания приводит к повышению напряжения в пружинах и уменьшению их усталостной прочности. В линейном подвешивании степень демпфирования и связность боковин тележки пропорциональны статической нагрузке, что приводит к уменьшению критической скорости, при которой возникает виляние, особенно в случае износа клиновой системы.

В билинейном подвешивании напряжение в пружинах под полной статической



Рис. 4. Взаимосвязь скоростного режима с рамной силой  
Fig. 4. Relationship between speed and frame strength

нагрузкой меньше и их усталостная прочность выше. Подклиновые пружины имеют более жесткую линейную характеристику, в порожнем режиме на клиновую систему приходится большая доля нагрузки, чем в груженом. Это приводит к увеличению относительного трения гасителя колебаний рессорного подвешивания и связности боковин, что позволяет повысить критическую скорость порожних вагонов.

В конце 1990-х гг. была проведена модернизация отдельных узлов и деталей тележки 18-100, направленная на повышение ее работоспособности. В связи с этим следовало рассмотреть вопрос о снятии ограничений на допускаемые скорости движения, в соответствии с которыми скорость ограничивалась в зависимости не от состояния ходовой части, а от сочетания неровностей пути. Считали, что при установлении этих ограничений интенсивные колебания вагонов возбуждаются неблагоприятным сочетанием отступлений пути, которые при улучшении состояния ходовой части в результате проведенной модернизации и увеличения гибкости подвешивания, должны уменьшиться до безопасной величины.

Уменьшение трения в рессорных комплектах тележки до 50 % и менее приводит к существенному усилению колебаний кузова, что вызывает увеличение  $K_d$  примерно в 1,5 раза. Рамная сила  $H_p$  в долях осевой нагрузки  $H_p / p_o$  составляет примерно 0,09–0,31 при норме 0,4 (см. рис. 4). При движении со скоростями 60–80 км/ч в кривой радиусом 300–650 м с сочетанием неровностей пути перекося отклонения в плане и просадка увеличивают показатели рамных сил, коэффициентов вертикальной динамики обрессоренных и необрессоренных частей вагона. Для выявления влияния на динамические качества вагонов, оборудованных рессорным подвешиванием в различных вариантах, в соответствии с дополнительными требованиями к отступлениям в пути, в кривых при расследовании сходов на одном участке:

- перекося 24 мм (количество на одном участке – 13) – II степень отступления;
- просадка 20 мм (количество на одном участке – 8) – II степень отступления;
- сужение от 6–15 мм количество на одном участке – 7) – II степень отступления;
- уширение от 6–15 мм (количество на одном участке – 20) – II степень отступления;
- рихтовка 16 мм (количество на одном

участке – 1) – II степень отступления;

- перекося 25 мм (количество на одном участке – 14) – III.

Проведенные расчеты необрессоренных частей тележки (боковая рама, буксовый узел, колесная пара) показали увеличение вертикального непогашенного ускорения до величины 1,14–1,61 (при норме 0,98), что привело к дисбалансу колесной пары. При этих значениях наступает потеря устойчивости вагона, так как дополнительное ускорение увеличивает его колебания, которые приводят к опасным последствиям.

Для расчета динамических и остаточных смещений пути с деревянными шпалами и костыльными скреплениями использована имитационная модель. Предполагается, что зависимость сопротивления боковых граней подошвы при кручении от вертикальных перемещений рельса линейна до определенных пределов, после чего начинает происходить вырывание костылей, при котором противодействующее усилие можно считать постоянным. В горизонтальной плоскости силы, противодействующие поперечному смещению подошвы, существенно нелинейны, так как рельс опирается на металлические подкладки. Между ребрами подкладок и боковыми гранями подошвы может быть зазор, в пределах которого рельс смещается, вызывая противодействующую силу трения по подошве с коэффициентом трения в паре «сталь по стали».

Подкладка после выбора зазора в ее ребрах может перемещаться по шпале, и на нее также действуют силы сухого трения (в данном случае сухое трение в паре «сталь – дерево» почти вдвое превышает трение в системе рельс – подкладка). Это будет происходить, пока не исчерпаются зазоры в системе «подкладка – костыль – шпала», которые складываются из зазоров в костыльных отверстиях и люфтов, образующихся в результате деформации смятия материалы шпалы. Последнюю можно разделить на деформацию, которая возникает уже при первоначальных нагрузках на древесину, и накопленную после многократных воздействий даже в случае ее работы в упругой зоне.

При работе костылей под переменной нагрузкой, в том числе и в зоне линейных деформаций древесины, появляются остаточные деформации. По результатам исследований, проведенных лабораторией шпального хозяй-

ства Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта, деформация древесины шпалы под пульсирующей нагрузкой, равной 12,5 кН на костыль, в течение первых 10 тыс. циклов при работе в упругой зоне  $\delta = 3 \cdot 10^{-6}$  [12].

Если нагрузки превышают некоторый предел для материала шпалы, можно считать, что смещение подкладки развивается при постоянном сопротивлении древесины и остаточные деформации соответствуют максимальным за пределами упругой зоны [13]. В пределах люфтов каждая рельсовая нить вне зоны анкилоза (застоя) перемещается по шпале под воздействием внешних нагрузок независимо, и лишь, когда выбраны люфты, вся система «рельс – подкладка – шпала» работает как одно целое.

Данная зависимость с точностью до 15 % позволяет оценить рамные силы для кривой, имеющей радиус 300–650 м, в диапазоне скоростей 60–80 км/ч при перекосах от 6 до 20 мм. Колебания боковой качки приводят к возникновению динамических добавок рамных сил на первой оси. В этих условиях для аппроксимации пригодна следующая эмпирическая зависимость:  $\Delta H = 1,5h$ , которая с достаточной точностью отображает изменение рамной силы на просадке глубиной 5–20 мм.

Аналогично возникновение колебаний при прохождении неровности наблюдается в случае уменьшения силы трения в рессорных комплектах. Ухудшение демпфирования, вызванное износами в рессорных комплектах, при движении подвижного состава со скоростями 60–80 км (скорости при расследовании сходов) независимо от формы просадки приводит к дополнительному крену кузова, в результате чего возникают большие поперечные силы, которые могут быть определены как  $\Delta H = 1,5h$ .

Моделирование взаимодействия подвижного состава и неровности в круговой кривой происходит в известной мере со стабильными начальными условиями, и разброс показаний определяется только влиянием изменений параметров в системе. В прямых участках пути процесс существенно сложнее: при движении со скоростью выше критической, колебания влияния вагона накладываются на колебания,

обусловленные неровностями пути.

При моделировании, проводимом для выявления влияния амплитуды и степеней неровностей на динамические процессы взаимодействия подвижного состава и пути, было выявлено, что каждый раз неровность была с различными параметрами [15]. Внешней дополнительной силой, воздействующей на экипаж в кривой, является центробежная сила. Она прижимает экипаж к наружной рельсовой нити, перегружая ее и увеличивая сопротивление движению экипажа, что ускоряет износ наружного рельса. В сочетании с сильным боковым ветром того же направления центробежная сила может привести к опрокидыванию вагона [16]. Боковые силы в кривых могут достигать таких величин, при которых рельсовые нити вместе с подкладками сдвигаются со своих мест на шпалах или происходит «отбой» наружной рельсовой нити, что приводит к уширению колеи. Кроме того, могут сдвигаться рельсы вместе со шпалами, искажая положение колеи в плане [17].

В прямых участках процесс существенно сложнее: при движении со скоростью выше критической колебания влияния вагона накладываются на колебания, обусловленные неровностями пути. Амплитудно-частотная характеристика показывает, что при наличии определенных неисправностей пути и подвижного состава, происходит скачок, указывающий, что большие динамические изменения происходят на малых длинах переходных кривых.

## Заключение

Представленные результаты моделирования зависят от состояния пути, радиуса кривой и скорости движения. Для более глубокого анализа используют и многие другие характеристики вагона, пути и локомотива. Данный метод позволяет оценить изменение параметров движения в совокупности с изменениями продольных и вертикальных сил во времени. Динамические добавки рамных сил по второй оси примерно в 1,5 раза меньше, чем по первой, а для боковой силы на набегавшем колесе меньше, чем для рамной на 2–3 кН, поскольку часть рамной силы приходится на ненабегавшее колесо, что существенно влияет на безопасность движения [18].

## Список литературы

1. Лукин В.В., Анисимов В.Н., Котуранов В.Н. Конструирование и расчет вагонов. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп., 2011. 688 с.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М. : Транспорт, 1986. 558 с.



3. Желнин Г.Г., Певзнер В.О., Шинкарев Б.С. Исследование зависимостей между показателями динамики подвижного состава и воздействия его на путь // Труды ВНИИЖТ. 1975. № 542. С. 84–92.
4. Миколайчук Т.А. Эффективность использования современных средств диагностики подвижного состава // Научное сообщество студентов: междисциплинарные исследования : материалы XXIII междунар. студен. науч.-практ. конф. Новосибирск, 2017. С. 162–167.
5. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М. : Транспорт, 1991. 360 с.
6. Лукин В.В., Анисимов П.С., Федосеев Ю.П. Вагоны. Общий курс. М. : Маршрут, 2004. 424 с.
7. Грачева Л.О., Певзнер В.О., Анисимов П.С. Показатели динамики и воздействия на путь грузовых четырехосных вагонов при различных износах тележек и отступлениях от норм содержания в прямых участках пути // Труды ВНИИЖТ. 1976. № 549. С. 4–25.
8. Ромен Ю.С., Николаев В.Е. Исследование влияния детерминированных неровностей пути в плане на уровень боковых сил при движении грузового вагона // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Киев : Наук. думка, 1980. С. 40–42.
9. Кудрявцев Н.Н. Динамические нагрузки ходовых частей грузовых вагонов. М. : Транспорт, 1977. 143 с.
10. Кудрявцев Н.Н. Исследования динамики необрессоренных масс вагонов. М. : Транспорт, 1965. 168 с.
11. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь. М. : Транспорт, 1987. 479 с.
12. Нагорная Ж.А. Текущее содержание пути. М. : Маршрут, 2006. 62 с.
13. Тихомиров В.И. Содержание и ремонт железнодорожного пути. М. : Транспорт, 1969. 344 с.
14. Амелин С. В., Дановский Л.М. Путь и путевое хозяйство. М. : Транспорт, 1972. 214 с.
15. Скалов А.Д., Коваль В.А. Методика исследования вертикальных и боковых сил при износных испытаниях рельсов // Вестник ВНИИЖТ. 1980. № 6. С. 15–20.
16. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. М. : Новая идеология, 2002. 240 с.
17. Кузович В.М. Динамическая нагруженность специализированных вагонов в криволинейных участках пути : дис. ... канд. техн. наук. М., 2010. 211 с.
18. Маджидов Ф.А. Оценка параметра безопасности грузового вагона и управление эффективностью его использования с учетом изменения параметров эксплуатационной среды // Безопасность движения поездов : материалы XVII науч.-практ. конф. М. : МИИТ, 2016. С 96–98.

### References

1. Lukin V.V., Anisimov V.N., Koturanov V.N. Konstruirovaniye i raschet vagonov [Design and calculation of wagons]. Moscow: UMTS ZHDT Publ., 2011. 688 p.
2. Verigo M.F., Kogan A.Ya. Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava [Interaction of path and rolling stock]. Moscow: Transport Publ., 1986. 558 p.
3. Zhelnin G.G., Pevzner V.O., Shinkarev B.S. Issledovanie zavisimostei mezhdru pokazatelyami dinamiki podvizhnogo sostava i vozdeistviya ego na put' [Investigation of dependencies between indicators of rolling stock dynamics and its impact on the path]. *Trudy VNIIZhT* [Proceedings of VNIIZhT], 1975, no. 542, pp. 84-92.
4. Mykolaichuk T.A. Effektivnost' ispol'zovaniya sovremennykh sredstv diagnostiki podvizhnogo sostava [Efficiency of using modern means of rolling stock diagnostics]. *Materialy XXIII mezhdunarodnoi studencheskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Nauchnoe soobshchestvo studentov: mezhdistiplinarnye issledovaniya»* [Proceedings of the XXIII International Student Scientific and Practical Conference «Scientific community of students: interdisciplinary research»]. Novosibirsk, 2017, pp. 162–167.
5. Vershinskii S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona [Wagon Dynamics]. Moscow: Transport Publ., 360 p.
6. Lukin V.V., Anisimov P.S., Fedoseev Yu.P. Vagony. Obshchii kurs [Wagons. General course]. Moscow: Marshrut Publ., 2004. 424 p.
7. Gracheva L.O., Pevzner V.O., Anisimov P.S. Pokazateli dinamiki i vozdeistviya na put' gruzovykh chetyrekhosnykh vagonov pri razlichnykh iznosakh telezhok i otstupleniyakh ot norm soderzhaniya v pryamykh uchastkakh puti [Indicators of the dynamics and impact on the track of freight four-axle cars with various wear of bogies and deviations from the standards of maintenance in straight sections of the track]. *Trudy VNIIZhT* [Proceedings of VNIIZhT], 1976, no. 549, pp. 4-25.
8. Romen Yu.S., Nikolaev V.E. Issledovanie vliyaniya determinirovannykh nerovnostei puti v plane na uroven' bokovykh sil pri dvizhenii gruzovogo vagona [Investigation of the influence of deterministic track irregularities in the plan on the level of lateral forces during the movement of a freight car]. *Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta* [Problems of Railway Transport Mechanics]. Kiev, 1980, pp. 40-42.
9. Kudryavtsev N.N. Dinamicheskie nagruzki khodovykh chastei gruzovykh vagonov [Dynamic loads of running parts of freight cars]. Moscow: Transport Publ., 1977. 144 p.
10. Kudryavtsev N.N. Issledovaniya dinamiki neobressorenykh mass vagonov [Studies of the dynamics of unsprung masses of cars]. Moscow: Transport Publ., 1965. 168 p.
11. Shakhunyan G.M. Zheleznodorozhnyi put' [Railway track]. Moscow: Transport Publ., 1987. 479 p.
12. Nagornaya Zh.A. Tekushchee soderzhanie puti [The current maintenance of the path]. Moscow: Marshrut Publ., 2006. 62 p.
13. Tikhomirov V.I. Soderzhanie i remont zheleznodorozhnogo puti [Maintenance and repair of the railway track]. Moscow: Transport, 1969. 344 p.
14. Amelin S.V., Danovskii L.M. Put' i putevoe khozyaistvo [Track and track facilities]. Moscow: Transport Publ., 1972. 214 p.
15. Skalov A.D., Koval V.A. Metodika issledovaniya vertikal'nykh i bokovykh sil pri iznosnykh ispytaniyakh rel'sov [Technique for the study of vertical and lateral forces during wear tests of rails]. *Vestnik VNIIZhT*, [Bulletin of VNIIZHT], 1980, no. 6, pp. 15–20.

16. Myamlin S.V. Modelirovanie dinamiki rel'sovykh ekipazhei [Modeling the dynamics of rail vehicles]. Moscow: Novaya ideologiya Publ., 2002. 240 p.

17. Kuzovich V.M. Dinamicheskaya nagruzhennost' spetsializirovannykh vagonov v krivolineinykh uchastkakh puti [Dynamic loading of specialized wagons in curved sections of the track]. Ph.D's thesis. Moscow, 2010. 211 p.

18. Madzhidov F.A. Otsenka parametra bezopasnosti gruzovogo vagona i upravlenie effektivnost'yu ego ispol'zovaniya s uchetom izmeneniya parametrov ekspluatatsionnoi sredy [Estimation of the safety parameter of a freight car and management of the efficiency of its use, taking into account changes in the parameters of the operating environment]. *Materialy XVII Nauchno-prakticheskoi konferentsii «Bezopasnost' dvizheniya poezdov»* [Proceedings of the XVII Scientific and Practical Conference «Train Traffic Safety»]. Moscow, 2016, pp. 96-98.

#### **Информация об авторах**

*Мартыненко Любовь Викторовна*, старший преподаватель кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.

#### **Information about the authors**

*Lyubov' V. Martynenko*, Assistant Professor of the Department of Wagons and wagon facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.